

УДК 681.513:620.1

Н.И. ЗАПОЛОВСКИЙ, канд. техн. наук, НТУ "ХПИ",
С.И. ЧЕРВОННЫЙ, канд. техн. наук, НТУ "ХПИ",
Р.М. ГРЫБ, НТУ "ХПИ"

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА С УЧЕТОМ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСНЫХ ПАР С РЕЛЬСАМИ

Розглянуто питання, які пов'язані із створенням математичної моделі електромеханічної системи дизель-поїзда зі тяговим асинхронним електроприводом із врахуванням пружних зв'язків у його елементах та взаємодії колісних пар із рельсами. Запропоновано математичну модель реалізації сили щеплення колісних пар при втраті та відновленні щеплення.

The article considers the creation the electromechanical system mathematic model diesel engine within asynchronous drive motor with taking into account elastic connections and interaction between both wheel pairs and metal. Authors propose realization of wheel pairs cohesion mathematic model when wheels loss and restore cohesion.

Постановка проблемы. Согласно исследованиям, проведенным в области разработки современных видов железнодорожного транспорта как в нашей стране, так и за рубежом, одной из актуальных задач является задача построения эффективных систем управления, обеспечивающих уменьшение расходов топлива и электроэнергии и ограничение воздействия локомотива на железнодорожный путь, связанных с процессами буксования [1, 2]. Особо это относится к локомотивам с электроприводом переменного тока, в качестве тяговых электродвигателей в которых используются трехфазные асинхронные электродвигатели [1, 3]. В Украине процесс создания такого типа локомотивов находится на уровне разработки экспериментального образца дизель-поезда. Одной из проблем при создании локомотивов с электроприводом переменного тока, в частности их систем управления, обеспечивающих получение возможно малого динамического воздействия тяговых единиц на железнодорожный путь, является проблема использования сцепного веса. Ввиду конструктивных особенностей локомотивов с электродвигателями переменного тока, где в электромеханической системе используется резино-кордовая муфта, требуется детальное исследование динамики локомотива с целью разработки эффективных систем управления, обеспечивающих предотвращение буксования или сведения к минимуму энергетических затрат, вызванных процессом буксования колесных пар локомотива. Для проведения комплексных исследований процессов буксования с целью разработки эффективных систем управления, наиболее подходящим инструментом являются математические модели как самого объекта в целом, так и его отдельных энергетических компонент, блоков и узлов [4].

Анализ литературы. Проблеме разработки и исследования моделей электромеханической системы электропривода переменного тока с учетом упругих связей и условий сцепления колесных пар с рельсами посвящено ряд работ [4 – 7]. При исследовании электромеханической системы дизель-поезда с тяговым асинхронным электроприводом практический интерес представляет математическая модель, учитывающая реализацию момента вращения тягового асинхронного двигателя (ТАД) при взаимодействии колесных пар с рельсами, в частности, математическая модель реализации силы сцепления колесных пар дизель-поезда при потере и восстановлении сцепления.

Хотя проблемам создания математических моделей локомотивов, в особенности с тяговым электроприводом переменного тока с учетом сцепления колесных пар с рельсами посвящено большое число публикаций, видимо только авторами научной работы [8] впервые рассматриваются вопросы моделирования взаимодействия колесных пар с рельсами с учетом упругих связей, возникающих в элементах электромеханической системы асинхронного электропривода дизель-поезда. Однако модель не отражает процессы, связанные с изменением приведенного момента инерции составляющих масс поезда при нарушении условий сцепления колесных пар с рельсами.

Целью статьи является создание математической модели электромеханической системы дизель-поезда с тяговым асинхронным электроприводом с учетом упругих связей в его элементах и взаимодействия колесных пар с рельсами, позволяющей проводить исследования на стадии проектирования и осуществлять синтез системы регулирования тяговым электроприводом с учетом возможных колебаний колесной пары в процессе буксования.

Описание объекта исследования. В данной работе объектом исследования является дизель-поезд, где в качестве тяговых двигателей используются трехфазные асинхронные электродвигатели. Структурная схема электромеханической системы дизель-поезда приведена на рис. 1.

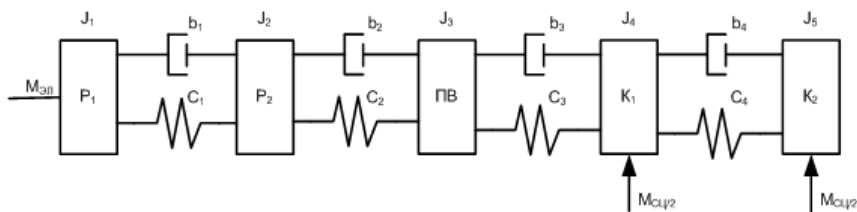


Рис. 1. Структурная схема электромеханической системы ТАД – колесная пара

Здесь приняты следующие обозначения: P1 – ротор ТАД; P2 – редуктор; ПВ – полный вал; K1, K2 – колеса оси дизель-поезда. Связь ТАД с колесной парой дизель-поезда, в общем случае оказывается упругой за счет скручивания валов редуктора и колесной пары, упругой деформации колесной пары, а также соединительных муфт. На систему действуют внешние моменты: вращающий момент ТАД $M_{эл}$, приложенный к ротору и действующий на колесную пару через редуктор и соединительную муфту, и момент сцепления колесной пары с рельсом $M_{сц}$. На работу данной системы оказывают влияние диссипативные силы трения в подшипниках, силы трения в зубчатых сцеплениях. С учетом допущений отдельные звенья могут быть представлены в виде сосредоточенных материальных точек, обладающих моментами инерции (J_1, J_2, \dots, J_5), а идеализированные связи между ними характеризуются упругостью (C_1, C_2, \dots, C_4) и диссипативными свойствами (b_1, b_2, \dots, b_4).

Реализация разработки моделей. Для исследования процессов буксования предположим, что моделируемая система состоит из модели эквивалентного электропривода с небуксующими колесными парами и электропривода, колесные пары которого могут быть в состоянии буксования. При этом скорость движения определяется совокупным развиваемым усилием (тяговым моментом) от всех двигателей, участвующих в образовании тягового момента дизель-поезда. Укрупненная структурная схема модели приведена на рис. 2.

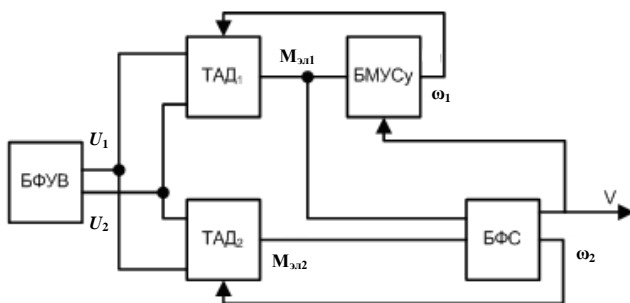


Рис 2. Структурная схема модели

Здесь: БФУВ – блок формирования управляющих воздействий U_1, U_2 (напряжения питания ТАД); ТАД1 – тяговый асинхронный двигатель (буксующий); ТАД2 – эквивалентный тяговый асинхронный двигатель (не буксующий); $M_{эл1}, M_{эл2}$ – электромагнитный момент соответствующего ТАД; БМУСу – блок формирования момента сцепления колесных пар с учетом упругих связей; БФС – блок формирования скорости дизель-поезда; ω_1, ω_2 – круговая скорость вращения соответствующей колесной пары.

В зависимости от целей исследования модели ТАД1 и ТАД2 могут быть представлены как с учетом только средних значений фазовых переменных, так и мгновенных. Их математические модели и модели формирования управляющих воздействий (блок БФУВ) подробно описаны в [4]. На выходах ТАД1 и ТАД2 формируется электромагнитный момент (соответственно $M_{эл1}$ и $M_{эл2}$). Практический интерес представляет модель блока БМУСу. На основе проведенных исследований систему, приведенную на рис. 1, можно представить в виде двухмассовой, в которой определяющую роль играют параметры соединенной муфты (величина жесткости – C , коэффициент вязкого трения – b). В этом случае, структурная схема двухмассовой системы, представленная двумя сосредоточенными массами редуктора, между которыми имеется упругий элемент (соединительная муфта), приведена на рис. 3. Здесь вал ТАД с моментом инерции J_d связан с колесной парой с моментом инерции J_m упругой связью с коэффициентом жесткости C и коэффициентом вязкости трения b . При этом скорость вращения ротора ТАД $\omega_d(t)$ не равна скорости вращения колесной пары $\omega_m(t)$.

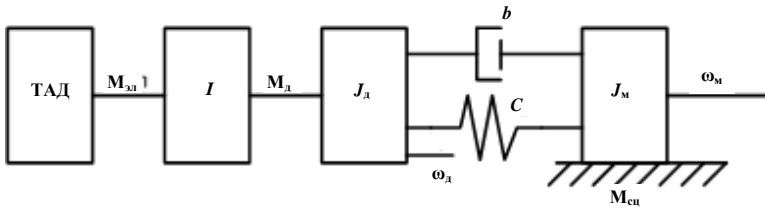


Рис. 3. Структурная схема двухмассовой системы

Полученные уравнения двухмассовой системы с учетом условий сцепления колесных пар с рельсами имеют вид:

$$\frac{d\omega_d}{dt} = \frac{1}{J_d} (M_d - M_{y3}); \quad (1)$$

$$M_{y3} = M_y + B(\omega_d - \omega_m); \quad (2)$$

$$\frac{dM_y}{dt} = C(\omega_d - \omega_m); \quad (3)$$

$$\frac{dM_y}{dt} = \frac{1}{J_m} (M_{y3} - M_{сц}), \text{ если } M_{сц} < M_{y3}; \quad (4)$$

$$\omega_m = \omega, \text{ если } M_{сц} \geq M_{y3},$$

где M_{y3} – суммарный момент, передаваемый упругой связью, которая равна сумме упругого момента M_y и момента вязкого трения; J_d , J_m – соответственно момент инерции двигателя и механизма, приведенные к валу двигателя; M_d – тяговый момент ТАД с учетом редуктора; ω_d , ω_m – соответственно скорости

вращения ротора ТАД и колесной пары; ω – угловая скорость небуксующей колесной пары; $M_{\text{сц}}$ – момент сцепления колесной пары с рельсами.

Согласно [8] $M_{\text{сц}}$ может быть определен соотношениями:

$$M_{\text{сц}} = k\Psi_0\Pi_k R_k ; \quad (5)$$

$$k = \frac{\alpha}{0,0028}, \text{ если } \alpha < 0,0014; \quad (6)$$

$$k = \frac{350\alpha - 0,155}{336\alpha - 0,196}, \text{ если } 0,0014 \leq \alpha \leq 0,025; \quad (7)$$

$$k = \frac{1}{1 + f_A U_6}, \text{ если } \alpha > 0,025; \quad (8)$$

$$\alpha = \frac{U_6}{V_t}; \quad (9)$$

$$\Psi_0 = 0,25 + \frac{8}{100 + 20V_t}, \quad (10)$$

где Ψ_0 – потенциальное значение коэффициента сцепления колесной пары с рельсом; Π_k – текущее значение сцепного веса колесной пары; f_A – жесткость характеристики сцепления в точке A ; U_6 – скорость буксования; V_t – скорость локомотива; R_k – радиус колеса. Текущее значение нагрузки Π_k , входящее в уравнение (5) k -й колесной пары, на рельс без учета текущего значения переменной составляющей нагрузки, зависящей от скорости движения и длины рельсового пути между стыками, в процессе движения определяется выражением:

$$\Pi_k = \Pi_0 [1 + \Delta\eta_{k0}] \pm \Delta\Pi_{kF}, \quad (11)$$

где Π_0 – средняя статистическая нагрузка колесной пары на рельс; $\Delta\eta_{k0}$ – относительное отклонение статистической нагрузки колесной пары от среднеарифметического значения; $\Delta\Pi_{kF}$ – величина перераспределения нагрузок по осям. Скорость V_t , используемая в уравнениях (9) и (10), определяется по угловой скорости ω небуксующего ТАД:

$$\frac{dV_t}{dt} = \frac{R_k}{J_e} (M_{\text{Л}} - M_{\text{С}}), \quad (12)$$

где J_e – момент инерции массы дизель-поезда, приведенный к колесной паре; $M_{\text{Л}}$ – тяговый момент дизель-поезда (равен сумме тяговых моментов ТАД); $M_{\text{С}}$ – момент сопротивления движению.

Момент сопротивления движению определяется как:

$$M_{\text{С}} = \alpha_0 + \alpha_1 V_t + \alpha_2 V_t^2, \quad (13)$$

где $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2$ – постоянные коэффициенты.

Как правило, в известных моделях, момент инерции $J_{\text{М}}$ буксующей колесной пары, определяется в виде некоторой константы и принимается

равным моменту инерции колесной пары. Однако, это верно только при полной потере сцепления колесной пары с рельсом. Если $\psi_0 \neq 0$, то в образовании момента инерции J_M , используемого в уравнении (4), должна учитываться составляющая, зависящая от массы состава, как и для случая при отсутствии буксования. В процессе проведения исследований установлено, что для буксующей колесной пары момент инерции J_M :

$$J_M = (J_e - J_{\text{КП}})e^{-BU_6} + J_{\text{КП}}, \quad (14)$$

где B – постоянный коэффициент, U_6 – скорость буксования; $J_{\text{КП}}$ – момент инерции колесной пары.

Выводы. Разработанные модели электромеханической системы дизель-поезда с учетом условий сцепления колесных пар с рельсами и учетом диссипативных сил могут быть использованы для исследования системы автоматического управления электропередачи и уточнения ее параметров.

На основании проведенных исследований и сравнения результатов (полученных на модели и на экспериментальном образце дизель-поезда), как в статических, так и в динамических режимах, в различных точках тяговой характеристики и при различных условиях разгона дизель-поезда, установлено, что разработанная модель с учетом предложенного способа моделирования момента инерции J_M адекватно отражает процессы, происходящие в электромеханической системе дизель-поезда и может быть использована для разработки систем управления, обеспечивающих оптимальный режим ведения поезда с учетом условий сцепления колесных пар с рельсами. Планируется использовать предложенную модель для разработки систем противобуксовочной защиты локомотивов с электроприводом переменного тока.

Список литературы: 1. Walrave M., Ellwanger G. Hochgeschwindigkeitsverkehr in Europa // ETR – Eisenbahntechnische Rundschau. – 1995. – № 10. – С. 123–129. 2. Носков В.И., Штика Н.И., Яровой Г.И. О создании тяговых асинхронных электроприводов в НПО "Электротяжмаш" // Новини енергетики. – 2001. – № 9. – С. 86–88. 3. Перспективы и проблемы внедрения асинхронного электропривода на тепловозах / В.И. Носков, В.С. Марченко, Г.А. Михневич и др. Сб. науч. трудов НИИ завода "Электротяжмаш" и МЭТП. Вып. 1. – 1989. – С. 40–44. 4. Даниленко А.Ф., Дмитриенко В.Д., Заполовский Н.И. Математические модели оптимальных систем управления тяговым асинхронным приводом тепловозов // Электронное моделирование. – 1991. – Т. 13. – № 2. – С. 40–44. 5. Камаев А.А., Цыкин П.К. Математическое моделирование качения колес в групповом приводе локомотива. – Сб. Тр. Брянского ин-та трансп. машиностроения. – 1974. – Вып. 26. – С. 103–106. 6. Павленко А.П., Кугенлевич В.В. Динамические процессы в тяговом приводе тепловоза с асинхронными электродвигателями при буксовании колесных пар / Взаимодействие подвижного состава и пути, динамика локомотивов и вагонов. – 1979. – С. 62–68. 7. Коняев А.Н., Голубченко А.Н., Ткаченко В.П. Исследование процесса реализации силы тяги локомотива с подрезиненными колесными парами // Конструирование и производство транспортных машин. – 1981. – № 13. – С. 3–9. 8. Носков В.И., Дмитриенко В.Д., Заполовский Н.И., Леонов С.Ю. Моделирование и оптимизация систем управления и контроля локомотивов. – Харьков: ХФИ "Транспорт Украины", 2003. – 248 с.

Поступила в редакцию 23.03.2006